

CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

Patent number: JP2000220719
Publication date: 2000-08-08
Inventor: KOGA HIDETAKA
Applicant: ISUZU MOTORS LTD
Classification:
- international: F16H37/02
- european:
Application number: JP19990026193 19990203
Priority number(s):

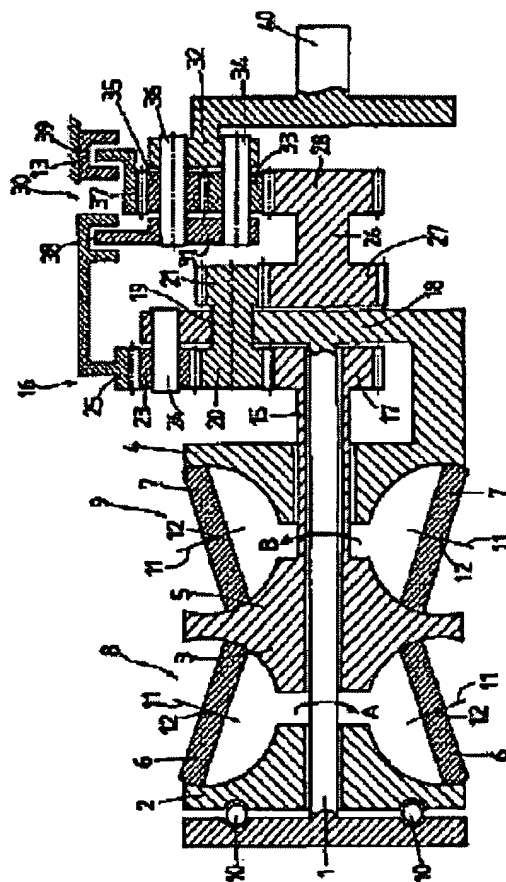
Also published as:

EP1026424 (A2)
US6251039 (B1)
JP2000220719 (A)
EP1026424 (A3)
EP1026424 (B1)

Abstract of JP2000220719

PROBLEM TO BE SOLVED: To provide a continuously variable transmission miniaturized in an axial direction by simplifying a structure of an epicyclic gear mechanism disposed at a downstream side of a troidal speed-change mechanism.

SOLUTION: A first epicyclic gear mechanism 16 comprising a first carrier 18 connected to an input shaft 1, a first sun gear 17 connected to output discs 3, 5 and a first ring gear 25 is disposed at a downstream side of a troidal speed-change part. A double pinion with first and second epicyclic gears 20, 23 is pivotally supported to the first carrier 18. The first ring gear 25 is connectable to a second carrier 31 of a second epicyclic gear mechanism 30 through a first clutch for a low range. An axial length of the gear mechanism is shortened by a structure of the first and second epicyclic gear mechanism 16, 30. A second clutch 39 for a high range can fix the second ring gear 37 of the second epicyclic gear mechanism 30 to a case 13.



Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

BEST AVAILABLE COPY

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開2000-220719

(P2000-220719A)

(43) 公開日 平成12年8月8日 (2000.8.8)

(51) Int.Cl.⁷

F 1 6 H 37/02

識別記号

F I

F 1 6 H 37/02

テマコード (参考)

A

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平11-26193

(22) 出願日 平成11年2月3日 (1999.2.3)

(71) 出願人 000000170

いすゞ自動車株式会社

東京都品川区南大井6丁目26番1号

(72) 発明者 古賀 英隆

神奈川県藤沢市土棚8番地 いすゞ自動車
株式会社藤沢工場内

(74) 代理人 100092347

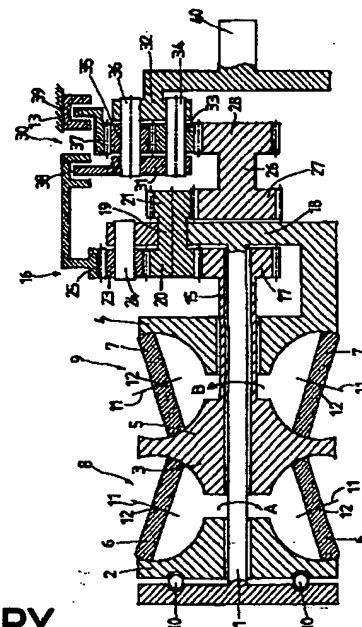
弁理士 尾仲 一宗 (外1名)

(54) 【発明の名称】 無段変速機

(57) 【要約】

【課題】 この発明は、トロイダル変速機構の後流側に配設される遊星歯車機構の構造を簡素化することにより、軸方向のサイズが小型化された無段変速機を提供する。

【解決手段】 トロイダル変速部の後流には、入力軸1に連結された第1キャリア18、出力ディスク3、5に連結された第1サンギヤ17及び第1リングギヤ25から成る第1遊星歯車機構16を配設する。第1キャリア18には、第1及び第2の遊星ギヤ20、23とのダブルピニオンが軸支される。第1リングギヤ25は、ローレンジ用の第1クラッチを介して第2遊星歯車機構30の第2キャリア31に締結可能である。第1及び第2の遊星歯車機構16、30の構造により、歯車機構の軸方向長さが短縮される。ハイレンジ用の第2クラッチ39は、第2遊星歯車機構30の第2リングギヤ37をケース13に固定可能である。



BEST AVAILABLE COPY

【特許請求の範囲】

【請求項1】 入力軸と一体に回転する入力ディスク、該入力ディスクに対向して配置され前記入力軸に対して回転自在に支持された出力ディスク、及び前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間に配置され且つ固定のケースに対して傾転可能に支持されたパワーローラを有する少なくとも一組のトロイダル変速部から成るトロイダル変速機構と、前記出力ディスクに一体に連結され前記入力軸に対して回転自在に嵌合する中空駆動軸と、前記中空駆動軸に一体的に連結された第1サンギヤ、第1ピニオン、前記入力軸と一体的に連結され且つ前記第1ピニオンを回転自在に支持する第1キャリア、及び第1リングギヤから成る第1遊星歯車機構と、前記第1ピニオンの回転が伝達される第2サンギヤ、第2ピニオン、前記第2ピニオンを回転自在に支持する第2キャリア、及び第2リングギヤから成る第2遊星歯車機構とを具備し、前記第1遊星歯車機構の前記第1ピニオンは前記第1サンギヤと噛み合う第1遊星ギヤと、該第1遊星ギヤと前記第1リングギヤとに噛み合う第2遊星ギヤとから成るダブルピニオンであり、前記第2遊星歯車機構の前記第2ピニオンは前記第2サンギヤと噛み合う第3遊星ギヤと、該第3遊星ギヤと前記第2リングギヤとに噛み合う第4遊星ギヤとから成るダブルピニオンであり、前記第1リングギヤは第1クラッチを介して前記第2キャリアと締結可能であり、前記第2リングギヤは第2クラッチを介して前記ケースに締結可能であり、前記第2キャリアの回転が前記第2キャリアに一体的に連結された出力軸に取り出されることから成る無段変速機。

【請求項2】 前記トロイダル変速機構は、前記入力軸と一体に回転する第1入力ディスク、該第1入力ディスクに対向して配置され前記入力軸に対して回転自在に支持された第1出力ディスク、及び前記第1入力ディスクと前記第1出力ディスクとの間に配置され且つ前記ケースに対して傾転可能に支持された第1パワーローラを有する第1トロイダル変速部と、前記第1出力ディスクと一体構造の第2出力ディスク、該第2出力ディスクに対向して配置され且つ前記入力軸に連結された第2入力ディスク、及び前記第2入力ディスクと前記第2出力ディスクとの間に配置され且つ前記ケースに対して傾転可能に支持された第2パワーローラを有する第2トロイダル変速部とから成るダブルキャビティ式トロイダル変速機構であり、前記入力軸は前記第1トロイダル変速部と第2トロイダル変速部を貫通して延びており、前記中空駆動軸は前記第2入力ディスクを回転自在に支持していることから成る請求項1に記載の無段変速機。

【請求項3】 変速レンジとしてローレンジが選択されるときに前記第1クラッチが締結され且つ前記第2クラッチが締結解除され、変速レンジとしてハイレンジが選択されるときに前記第2クラッチが締結され且つ前記第1クラッチが締結解除され、前記トロイダル変速機構の

速度比が略上限に達した状態で前記ローレンジと前記ハイレンジとが切り換えられることから成る請求項1又は2に記載の無段変速機。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、自動車等に適用されるトロイダル型無段変速機構を備えた無段変速機に関する。

【0002】

【従来の技術】従来、トロイダル型無段変速機を自動車等の変速機に組み込んで用いる場合、出力軸を入力軸と同一軸線上に配置するのが普通である。そうしたレイアウト上の制約のために、出力ディスクの回転を出力軸に取り出すには、出力ディスクに連結される出力歯車に噛み合う歯車を有する平行軸（カウンタ軸）をトロイダル変速機構を跨ぐように入力軸と平行に配置すると共に、平行軸と出力軸との間に平歯車機構を配置し、平行軸を通じての動力伝達経路の中に組み込まれたクラッチ機構の締結及びその解除によって、出力軸の正回転、中立又は逆回転を得ている。そのため、無段変速機は径方向に大型化し、車両への搭載性が損なわれるという問題がある。

【0003】トロイダル型の無段変速機構を備えた無段変速機の径方向サイズを小さくするため、図3に示すように、入力軸と出力軸とを同軸に配設し、平行軸を設けることなく、トロイダル変速機構の変速操作によって入力軸の回転を出力軸に逆回転から中立を経て正回転まで変速させる無段変速機が知られている。図3に示す無段変速機は、ダブルキャビティ式のトロイダル型無段変速機構を備えた無段変速機である。ダブルキャビティ式のトロイダル型無段変速機構は、第1入力ディスク2と、第1入力ディスク2に対向して配置された第1出力ディスク3と、第1入力ディスク2と第1出力ディスク3との間に配置されて第1入力ディスク2から第1出力ディスク3へトルクを伝達する傾転可能な第1パワーローラ6とを有する一方のトロイダル変速部8、及び第2入力ディスク4と、第2入力ディスク4に対向して配置された第2出力ディスク5と、第2入力ディスク4と第2出力ディスク5との間に配置されて第2入力ディスク4から第2出力ディスク5へトルクを伝達する傾転可能な第2パワーローラ7とを有する他方のトロイダル変速部9を備え、両トロイダル変速部8、9を入力軸1上に対向させて配置したものである。パワーローラ6、7は、自己の回転軸線11の回りに回転自在であると共に、図示しないトラニオンによって軸線11と直交し且つ紙面に垂直に伸びる傾転軸12の回りに傾転可能である。両パワーローラ6、7は連動して傾転し、傾転角度に応じて無段変速比を得ることができる。

【0004】パワーローラ6、7と入力ディスク2、4及び出力ディスク3、5との間の動力伝達は高圧力下の

油のせん断力即ちトラクション力（粘着摩擦力）によるが、所定のトラクション力を得るには、パワーローラ6、7と各ディスク2～5の接触点において軸方向に非常に大きな押付力を必要とする。入力軸1から入力ディスク2、4へ入力されたトルクの大きさに応じてパワーローラ6、7の圧接力を変化させる押圧手段として、ローディングカム10がトロイダル変速機構に設けられている。図示の例では一對の出力ディスク3、5は、一体構造に形成されている。図中、符号A、Bはそれぞれ入力軸1又は出力ディスク3、5の回転方向を示す。入力軸1は、トロイダル変速機構8、9の入力ディスク2、4及び出力ディスク3、5を貫通して出力側に延びている。出力ディスク3、5に一体に連結された中空駆動軸15は、入力軸に対して回転自在に嵌合していると共に、第2入力ディスク4を回転自在に支持している。

【0005】エンジンの稼働に伴って入力軸1にトルクが入力されると、そのトルクはローディングカム10を介して第1入力ディスク2に伝達される。同時に、トルクは入力軸1を経て第2入力ディスク4に伝達される。トルクが第1入力ディスク2に伝達されると、第1入力ディスク2の回転によって第1パワーローラ6が回転し、その回転が第1出力ディスク3に伝達される。また、第2入力ディスク4に伝達されたトルクは、第2パワーローラ7を介して第2出力ディスク5に伝達される。第1出力ディスク3及び第2出力ディスク5は一体構造であるので、一体となって回転する。このトルク伝動中に両パワーローラ6、7をそれぞれ同期させて傾転軸線周りに同角度だけ傾転させると、パワーローラ6、7と入力ディスク2、4及び出力ディスク3、5との摩擦係合点を連続的に変化させて変速機を無段階に変速させることができる。

【0006】トロイダル変速機部9の後流側において、入力軸1と中空駆動軸15との間に同軸駆動部46が配設されている。同軸駆動部46は、中空駆動軸15に一体的に連結された第1サンギヤ47、入力軸1に取り付けられ且つ第2入力ディスク4に一体的に連結されているキャリア48、入力軸1の延長軸部14に回転自在に支持されたトルクチューブ52に上流側に取り付けられた第2サンギヤ53、及びステップギヤとしてのピニオン49から構成されている。ピニオン49は、第1サンギヤ47と噛み合う歯車50と第2サンギヤ53に噛み合う歯車51とを、キャリア48に回転自在に支持された軸部の両端に有するステップギヤである。第1サンギヤ47とキャリア48との回転方向は互いに異なるので、ピニオン49は自転しつつ公転してトルクチューブ52に中空駆動軸15と同じ回転方向の回転を与える。

【0007】同軸駆動部46の回転は、トルクチューブ52を介して出力歯車機構54に伝達される。出力歯車機構54は、第1遊星歯車機構55と第2遊星歯車機構56とから構成されている。第1遊星歯車機構55は、

トルクチューブ52に取り付けられている第3サンギヤ57と、ケース13に固定された固定部材60に回転自在に支持され且つ第3サンギヤ57と噛み合う第1ピニオン58と、第1ピニオン58と噛み合う第1リングギヤ59とから構成されている。第2遊星歯車機構56は、トルクチューブ52に取り付けられている第4サンギヤ61と、キャリア64に回転自在に支持された第2ピニオン62と、入力軸1の延長軸部14に連結され且つ第2ピニオン62と噛み合う第2リングギヤ63とから構成されている。第1遊星歯車機構55の第1リングギヤ59と第2遊星歯車機構56のキャリア64とは、後流側に延びてそれぞれハイレンジ用クラッチ65又はローレンジ用クラッチ66を介して出力軸40に、選択的に連結される。

【0008】ハイレンジ用クラッチ65を締結しローレンジ用クラッチ66を解放すると、変速はハイレンジとなる。ハイレンジ用クラッチ65を解放しローレンジ用クラッチ66を締結してローレンジを選択した場合、第2リングギヤ63は入力軸1と同じA方向に回転するが、第4サンギヤ61は、トロイダル変速部8、9の変速比の大きさによってB方向に回転する速度が異なる。第2ピニオン62の公転速度が出力軸40の回転となるが、その回転方向は、トロイダル変速部8、9の変速操作によって変化する第4サンギヤ61の回転速度に応じて、正回転、中立又は逆回転のいずれかとなり、出力軸40の正回転及び逆回転の回転速度の大きさも第4サンギヤ61の回転速度に応じて変化する。トロイダル変速部8、9の変速比を最大増速にすると変速機全体では後退速となり、トロイダル変速部8、9の変速比を最大減速にすると、変速機全体では前進速となる。両者の中間の変速比で、変速機全体のニュートラル状態を作ることができ、発進用のトルクコンバータやクラッチを除くことが可能となっている。変速機を上記のように構成することによって、入力ディスクを跨ぐように入力軸に平行に配置されていたカウンタ軸を不要とし、変速機自体の径方向サイズを小型化することを図っている。

【0009】

【発明が解決しようとする課題】しかしながら、上記のトロイダル型無段変速機構を備えた無段変速機は、構成要素として同軸駆動部46において遊星回転するステップギヤとしてのピニオン49と、出力歯車機構54の第1遊星歯車機構55及び第2遊星歯車機構56においてそれぞれ第1及び第2のピニオン58、62とを必要としており、しかも同軸駆動部46と出力軸歯車機構54とが軸方向に並べて配設されているため、変速機全体の長さが長くなるという問題点がある。

【0010】同軸駆動部と出力軸歯車機構とを軸方向に並べて配設することが変速機全体の長さを長くしていることに着目して、一方の遊星歯車機構を同軸駆動部に組み込み、その後流側に他方の遊星歯車機構を配設するこ

とによって二列の遊星歯車機構を構成することで、トロイダル変速部での変速操作で変速機全体として正回転、中立及び逆回転を得ると共に、変速機全体の長さを短くすることを可能にする点でなお解決すべき課題がある。

【0011】

【課題を解決するための手段】この発明の目的は、上記課題を解決することであり、変速機の長手方向の短縮化を可能とし、しかも、トロイダル変速機構の変速比幅は小さくても、無段変速機全体としては大きな変速比幅を得ることを可能にする無段変速機を提供することである。

【0012】この発明は、上記の目的を達成するため、以下のように構成されている。即ち、この発明は、入力軸と一体に回転する入力ディスク、該入力ディスクに対向して配置され前記入力軸に対して回転自在に支持された出力ディスク、及び前記入力ディスクと前記出力ディスクとの間に配置され且つ固定のケースに対して傾転可能に支持されたパワーローラを有する少なくとも一組のトロイダル変速部から成るトロイダル変速機構と、前記出力ディスクに一体に連結され前記入力軸に対して回転自在に嵌合する中空駆動軸と、前記中空駆動軸に一体的に連結された第1サンギヤ、第1ピニオン、前記入力軸と一体的に連結され且つ前記第1ピニオンを回転自在に支持する第1キャリア、及び第1リングギヤから成る第1遊星歯車機構と、前記第1ピニオンの回転が伝達される第2サンギヤ、第2ピニオン、前記第2ピニオンを回転自在に支持する第2キャリア、及び第2リングギヤから成る第2遊星歯車機構とを具備し、前記第1遊星歯車機構の前記第1ピニオンは前記第1サンギヤと噛み合う第1遊星ギヤと、該第1遊星ギヤと前記第1リングギヤとに噛み合う第2遊星ギヤとから成るダブルピニオンであり、前記第2遊星歯車機構の前記第2ピニオンは前記第2サンギヤと噛み合う第3遊星ギヤと、該第3遊星ギヤと前記第2リングギヤとに噛み合う第4遊星ギヤとから成るダブルピニオンであり、前記第1リングギヤは第1クラッチを介して前記第2キャリアと締結可能であり、前記第2リングギヤは第2クラッチを介して前記ケースに締結可能であり、前記第2キャリアの回転が前記第2キャリアに一体的に連結された出力軸に取り出されることから成る無段変速機に関する。

【0013】前記トロイダル変速機構は、前記入力軸と一体に回転する第1入力ディスク、該第1入力ディスクに対向して配置され前記入力軸に対して回転自在に支持された第1出力ディスク、及び前記第1入力ディスクと前記第1出力ディスクとの間に配置され且つ前記ケースに対して傾転可能に支持された第1パワーローラを有する第1トロイダル変速部と、前記第1出力ディスクと一体構造の第2出力ディスク、該第2出力ディスクに対向して配置され且つ前記入力軸に連結された第2入力ディスク、及び前記第2入力ディスクと前記第2出力ディス

クとの間に配置され且つ前記ケースに対して傾転可能に支持された第2パワーローラを有する第2トロイダル変速部とから成るダブルキャビティ式トロイダル変速機構であり、前記入力軸は前記第1トロイダル変速部と第2トロイダル変速部を貫通して延びており、前記中空駆動軸は前記第2入力ディスクを回転自在に支持している。

【0014】変速レンジとしてローレンジが選択されるときに前記第1クラッチが締結され且つ前記第2クラッチが締結解除され、変速レンジとしてハイレンジが選択されるときに前記第2クラッチが締結され且つ前記第1クラッチが締結解除され、前記トロイダル変速機構の速度比が略上限に達した状態で前記ローレンジと前記ハイレンジとが切り換えられる。

【0015】この発明による無段変速機は、上記のように構成されているので、以下のように作動する。即ち、この無段変速機においては、入力軸から入力ディスクに入力されたトルクは、パワーローラを介して出力ディスクに伝達される。出力ディスクは中空駆動軸に一体に連結されているので、出力ディスクのトルクは中空駆動軸に連結されたサンギヤに伝達される。変速レンジがローレンジにあるときには、第1遊星歯車機構において第1サンギヤに入力されたトルクは第1ピニオンを介して第1リングギヤに伝達され、さらに第1クラッチ及び第2キャリアを経由して出力軸に伝達され、また、変速レンジがハイレンジであるときには、第1サンギヤに入力されたトルクは第2遊星歯車機構の第2サンギヤに伝達され、第2サンギヤと第2リングギヤとに噛み合う第2ピニオンを支持する第2キャリアから出力軸に伝達される。

【0016】トロイダル変速部が入力軸に並んで配設されるダブルキャビティ式のトロイダル変速機構であるときは、入力軸と出力軸を同一軸線上に配置し、中空駆動軸を入力軸に回転自在に嵌合すると共に、中空駆動軸の一端を第2出力ディスクに連結し、中空駆動軸の他端をサンギヤに連結したので、第2入力ディスクと第2出力ディスクとを跨ぐように入力軸に平行に配置されていた平行軸が不要となり、変速機自体を径方向に小型化することができる。

【0017】また、遊星歯車機構におけるピニオンとして、第1遊星ギヤと第2遊星ギヤを有するダブルピニオン式の遊星歯車機構を採用すると、トルクが歯数の少ないサンギヤから歯数の多いリングギヤへと伝達されるように構成され、無段変速機全体の変速比幅が大きくなる。

【0018】

【発明の実施の形態】以下、図面を参照しながら、この発明による無段変速機の一実施例について説明する。図1はこの発明による無段変速機の一実施例を示す概略図であり、図2は図1に示す無段変速機によって得られる速度比を説明するグラフである。図1に示す無段変速機

は、図3に示した従来の無段変速機と同様、2組のトロイダル変速部8、9を同軸上に対向して配置したダブルキャビティ式のトロイダル型無段変速機構を備えた無段変速機である。トロイダル変速部8、9については、図3に示したトロイダル変速部8、9と同じ構造を有しているので、同等の構成要素には同じ符号を付しているもので、再度の説明を省略する。

【0019】第2出力ディスク5に連結されている中空駆動軸15は、第2出力ディスク5に対向して配置された第2入力ディスク4の中心孔を貫通して延びており、第2入力ディスク4を回転自在に支持されている。中空駆動軸15は、また入力軸1に嵌合し、入力軸1に対して回転自在に支持されている。図中、符号Aは入力ディスク2、4の回転方向を示し、また、符号Bは出力ディスク3、5の回転方向を示す。

【0020】トロイダル変速部8、9は、軸方向に互いに並置された第1及び第2の遊星歯車機構16、30を経て出力軸40に連結されている。第1遊星歯車機構16は、中空駆動軸15の他端に一体に連結された第1サンギヤ17と、入力軸1及び入力ディスク4に一体に連結されている第1キャリア18と、第1キャリア18に回転自在に軸支持され且つ第1サンギヤ17に噛み合っている第1遊星ギヤ20を備えたステップギヤ19と、第1キャリア18に軸24によって回転自在に軸支され且つ第1遊星ギヤ20に噛み合っている第2遊星ギヤ23と、第2遊星ギヤ23に噛み合っている第1リングギヤ25とから構成されたダブルピニオン式の遊星歯車機構である。第1遊星ギヤ20と第2遊星ギヤ23とは、第1遊星歯車機構16における第1ピニオンを構成している。

【0021】ステップギヤ19の他方の歯車21は、入力軸1と同軸のステップギヤ26の歯車27と噛み合っている。第1遊星歯車機構16に並置された第2遊星歯車機構30も第1遊星歯車機構16と同様のダブルピニオン式の遊星歯車機構である。第2遊星歯車機構30は、ステップギヤ26の他方の歯車である第2サンギヤ28と、第2キャリア31、32に軸34によって回転自在に軸支持された第3遊星ギヤ33と、キャリア31、32に軸36によって回転自在に軸支持され且つ第3遊星ギヤ33と噛み合う第4遊星ギヤ35と、第4遊星ギヤ35と噛み合う第2リングギヤ37とから構成されている。第3遊星ギヤ33と第4遊星ギヤ35とは、第2遊星歯車機構30の第2ピニオンを構成している。

【0022】第1遊星歯車機構16の第1リングギヤ25は、第2遊星歯車機構30の第2キャリア31に対して第1クラッチ38を介して締結可能である。また、第2遊星歯車機構30の第2リングギヤ37は、ケース13に対して第2クラッチ39を介して締結可能である。この実施例によれば、ステップギヤ19に関連して設けられる第1ピニオンはダブルピニオン化され、ダブルピ

ニオンの外周部に第1リングギヤ25を噛み合わせて第1遊星歯車機構16に構成されている。この実施例に示す無段変速機は、図3に示す無段変速機と比較して、出力歯車機構54に含まれる一方の遊星歯車機構を廃止したものである。

【0023】この無段変速機は上記のように構成されているが、トロイダル変速機構の作動については、図3に示したトロイダル変速機構の作動と同様であるので、再度の説明を省略する。トロイダル変速部8、9の作動により、出力ディスク3、5と出力ディスク3、5に連結されている中空駆動軸15とが入力ディスク2、4の回転方向と反対方向に回転する。第1遊星歯車機構16においては、中空駆動軸15の回転によって第1サンギヤ17が、また入力軸1の回転によって第1キャリア18が、それぞれ反対向きに回転する。

【0024】ローレンジ用である第1クラッチ38を締結してハイレンジ用である第2クラッチ39の締結を解放した状態で入力軸1に回転を与えると、第1遊星歯車機構16の第1リングギヤ25と第2遊星歯車機構30の第2キャリア31、32とが固定され、変速レンジはローレンジとなる。このとき、出力は、第1リングギヤ25から第2キャリア31、32を経て出力軸40に伝達される。トロイダル変速機構の変速比（減速比のこと：入力回転数／出力回転数）の絶対値が小さい（したがって、変速比の逆数としての速度比の絶対値は大きい）と、第1サンギヤ17の回転が速くなり、第1遊星ギヤ20及び第2遊星ギヤ23がそれぞれ正回転、逆回転し、第1キャリア18の正回転を上回って第1リングギヤ25が逆回転し、出力軸40は逆回転して、CVT全体としての回転は負となる（図2のRで示す作動領域）。図2に示すグラフにおいて、トロイダル変速機構の出力ディスクの回転は入力ディスクの回転を逆転して伝達するので、符号はマイナスを付して説明されている。

【0025】トロイダル変速機構の変速比の絶対値（減速比）が大きく（速度比の絶対値は小さく）なり、第1サンギヤ17の回転が遅くなると、入力軸1の回転に伴って第1キャリア18が回転する正回転の影響が相対的に大きくなり、第1リングギヤ25が正回転し、出力軸40も正回転してCVT全体としての速度比は、図2で実線のように次第に大きくなる方向に変化する（図2のFLで示す作動領域）。トロイダル変速機構の速度比が大きくなる途中において、出力軸40の回転速度が0となるニュートラルな変速状態（図2のNで示す作動点）が現れる。

【0026】変速機を制御するコントローラは、トロイダル変速機構の変速比の検出信号を受けて、第1クラッチ38を締結した状態での変速機全体の速度比の上昇が略最大に達したときに、第1クラッチ38の締結を解除し且つ第2クラッチ39を締結する制御を行う。この状

態では第1リングギヤ25は回転フリーとなり、変速機全体の変速レンジはハイレンジに移行する。トロイダル変速機構の変速比（減速比）の絶対値を小さく（速度比の絶対値は大きく）していくと、第1サンギヤ17の回転が速くなり、ステップギヤ19、26の回転速度が速くなる。したがって、回転が阻止されている第2リングギヤ37に対する第3遊星ギヤ33及び第4遊星ギヤ35の自転速度が速くなって、第2キャリア31、32の回転、即ち、出力軸40の回転が更に速くなり、CVT全体としての速度比は図2の破線で示すように一層大きくなる方向に変化する。

【0027】次に、この発明による無段変速機によって得られる速度比について説明する。まず、次のように符号を定義する。

$$w_o = (Z_1/Z_5) \times w_{s1} + (1 - Z_1/Z_5) \times w_i$$

$$= \{ (I_{CVT} \times (Z_1/Z_5) + 1 - Z_1/Z_5) \} \times w_i$$

この発明によるローレンジにおけるトロイダル型無段変速機となる。

【0028】ハイレンジを選択した場合には、第2サンギヤ28の回転数 w_{s3} は、次の式で与えられる。

$$w_{s3} = I_0 \times w_{s1} + (1 - I_0) \times w_i$$

$$= (I_0 \times I_{CVT} + 1 - I_0) \times w_i$$

ここで $I_0 = (Z_6 \times Z_1) / (Z_2 \times Z_4)$ である。

出力回転数 w_o と、第2サンギヤ28の回転数 w_{s3} と

$$I_H = w_o / w_i = - \{ (Z_3/Z_7) / (1 - Z_3/Z_7) \} \times (I_0 \times I_{CVT} + 1 - I_0) \quad \dots (2)$$

となる。

【0029】第1遊星歯車機構16及び第2遊星歯車機構30において、第1サンギヤの歯数 Z_1 、歯車27の歯数 Z_2 、第2サンギヤの歯数 Z_3 、第1遊星ギヤ20の歯数 Z_4 、第1リングギヤの歯数 Z_5 、歯車21の歯数 Z_6 及び第2リングギヤ37の歯数 Z_7 を、それぞれ33、32、35、32、99、33、82とした場合、トロイダル変速機構の速度比 I_{CVT} が0.54～

I : トロイダル型無段変速機全体の速度比

I_{CVT} : トロイダル変速機構の速度比

Z_1 : 第1サンギヤの歯数

Z_2 : 歯車27の歯数

Z_3 : 第2サンギヤの歯数

Z_4 : 第1遊星ギヤ20の歯数

Z_5 : 第1リングギヤの歯数

Z_6 : 歯車21の歯数

Z_7 : 第2リングギヤ37の歯数

ローレンジを選択した場合には、第1サンギヤ17での回転数 w_{s1} は、次の式で与えられる。

$$w_{s1} = I_{CVT} \times w_i$$

出力回転数 w_o は、第1リングギヤ25の回転数と同じであるから、

速度比 I_L は、

の間には、次の関係式がある。

$$(1 - Z_3/Z_7) \times w_o = - (Z_3/Z_7) \times w_{s3}$$

したがって、 w_o は次の式で求められる。

$$w_o = - \{ (Z_3/Z_7) / (1 - Z_3/Z_7) \} \times (I_0 \times I_{CVT} + 1 - I_0) \times w_i$$

この発明によるハイレンジにおけるトロイダル型無段変速機

速度比 I_H は、

－2.3の範囲にあるとき、上記(1)式及び(2)式を用いて得られた無段変速機全体(CVT)の速度比 I_L 及び I_H の計算結果が表1に示され、且つ図2のグラフに示されている(実線がローレンジの場合の変速比 I_L であり、破線がハイレンジの場合の変速比 I_H である)。

【表1】

トロイダル変速機構の速度比 I_{CVT}	CVT全体の速度比 I	
- 2.3	I_L	- 1
- 2		0
- 1.5		0.1667
- 1		0.3333
- 0.551		0.483
- 0.551	I_R	0.4837
- 1		0.8393
- 1.5		1.2352
- 2		1.6312
- 2.3		1.8688

図2では、縦軸に無段変速機の色度比 I (T/M レシオ)、横軸にトロイダル変速機構の色度比 I_{CVT} が取られている。図2及び表1から明らかなように、この発明によるトロイダル型無段変速機は、従来のトロイダル型無段変速機に比べて、大きな変速比を得ることができる。

【0030】上記実施例においては、第1遊星歯車機構16を第1キャリア18の第1サンギヤ17側に設けたが、第1キャリア18のステップギヤ19の他方の歯車21側に設けても同様の作用を得ることができる。また、上記実施例において遊星歯車機構30として、第3遊星ギヤ33と第4遊星ギヤ35とを有するダブルピニオン式の遊星歯車機構30を採用しているが、第2遊星歯車機構をシングルピニオン式の遊星歯車機構とし、トルクを第1リングギヤ25、第2リングギヤ37、及び出力軸40を経由した伝達としても、遊星歯車機構30と同様の作用を得ることができる。

【0031】

【発明の效果】この発明による無段変速機は、上記のように構成されているので、次のような効果を有する。即ち、この無段変速機は、トロイダル変速機構の後流側において同軸駆動部の後流に配設されていた二列の遊星歯車機構のうち1列の遊星歯車機構を同軸駆動部側に組み込むことで、一つの歯車段を省略することができる、変速機の全長を短縮化することができる。また、第1クラッチと第2クラッチとの2つのクラッチが配設されるが、ハイレンジ用の第2クラッチがケースに固定され、且つ油圧ピストンがケースに取り付けられるので、クラッチ用の配管が容易になると共に、クラッチ作動機構用のピストンが回転しないので、遠心力が発生せず、クラッチ作動油圧が回転数で変化することもない。

【0032】トロイダル変速機構としてダブルキャピティ式のトロイダル変速機構を採用した場合には、入力軸

と出力軸を同一軸線上に配置し、中空駆動軸を入力軸に回転自在に嵌合すると共に、中空駆動軸の一端を第2出力ディスクに連結し、中空駆動軸を第2入力ディスクの中心孔に挿通して、中空駆動軸の他端をサンギヤに連結したので、従来、第2入力ディスクを跨ぐように入力軸に平行に配置されていたカウンタ軸が不要となり、径方向に小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明による無段変速機の一実施例を示す概略図である。

【図2】トロイダル変速機構の色度比 I_{CVT} に対するトロイダル型無段変速機の色度比 I を示すグラフである。

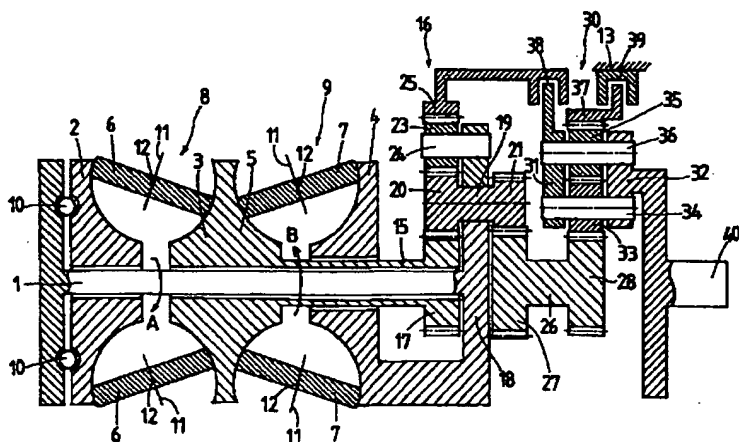
【図3】従来の無段変速機の一例を示す概略図である。

【符号の説明】

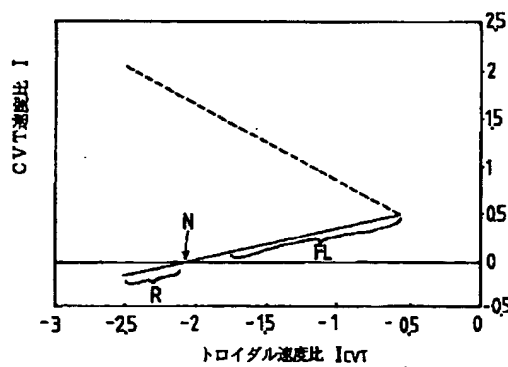
- 1 入力軸
- 2 第1入力ディスク
- 3 第1出力ディスク
- 4 第2入力ディスク
- 5 第2出力ディスク
- 6 第1パワーローラ
- 7 第2パワーローラ
- 8, 9 トロイダル変速部
- 12 傾転軸
- 13 ケース
- 15 中空駆動軸
- 16 第1遊星歯車機構
- 17 第1サンギヤ
- 18 第1キャリア
- 19 ステップギヤ
- 20 第1遊星ギヤ
- 23 第2遊星ギヤ
- 25 第1リングギヤ
- 26 ステップギヤ

- | | |
|---------------|--------------------|
| 28 第2サンギヤ | 37 第2リングギヤ |
| 30 第2遊星歯車機構 | 38 第1クラッチ (ローレンジ用) |
| 31, 32 第2キャリア | 39 第2クラッチ (ハイレンジ用) |
| 33 第3遊星ギヤ | 40 出力軸 |
| 35 第4遊星ギヤ | |

【図1】



【図2】



【図3】

